



## Evaluation of Condensation Friction Pressure Loss Refrigerant 134-a in Internal Horizontal Tube Condenser by CFD

Bambang Harjanto<sup>1\*</sup>, Teguh Hady Ariwibowo<sup>2</sup>, dan Fifi Hesty Sholihah<sup>2</sup>

<sup>1\*</sup> Program Sarjana Terapan Program Studi D4 Teknik Sistem Pembangkit Energi, Departemen Teknik Mekanika dan Energi, Politeknik Elektronika Negeri Surabaya

<sup>2</sup> Program Studi D4 Teknik Sistem Pembangkit Energi, Departemen Teknik Mekanika dan Energi, Politeknik Elektronika Negeri Surabaya

\*E-mail: [bambangharjanto26@gmail.com](mailto:bambangharjanto26@gmail.com)

### Abstract

Energy crisis stimulates some efforts to empower low heat source. Organic Rankine Cycle is wise way that absorbs low heat gain easily. A device is horizontal condenser where two phase flow of R134a is happening in. Two phase flow is difficult to be solved due to its complexity. An annular flow regime dominates which is plotted as main assumption. It has plotted in Thome Flow Regime Map as variations of mass flux in similar vapor fraction. In CFD solver, flow is analyzed as pseudo, vapor and liquid mixed well, as consequence it will be single phase. It will be solved by SST method as viscous model that needs a multiplier numerical solver to transform from single phase into two phases. A multiplier depends on vapor fraction which is dominated of interfacial shear stress phenomenon as turbulent flow. Muller Steinhagen and Heck's method is implemented due to its accuracy. The value result of pressure loss correlates proportionally to mass flux. In similar mass flux, pressure loss increases as increasing linearly of vapor fraction due to high value of void fraction. The accuracy is within 91 %.

**Keywords:** Annular flow, CFD, Pressure Loss

### Pendahuluan

Tujuan prediksi *pressure loss* dua fasa didalam *tube* adalah mengimplementasikan penyederhanaan kompleksitas kasus dua fasa. Secara aktual *pressure loss* lain yang terjadi didalam *tube* selama proses kondensasi adalah momentum, gravitasi, dan friksi. Akan tetapi, *pressure loss* momentum dan gravitasi tersebut diabaikan karena untuk menganalisis tersebut memerlukan *void fraction data* (Bhramana dkk, 2010a). Tekanan kerja dalam *tube* tergolong tekanan tinggi. Sebagai akibat, pengukuran nilai *void fraction* untuk tekanan tinggi tidak akurat. Oleh karena itu, prediksi *pressure loss* yang dianalisis pada CFD hanya tergolong *friction pressure loss* dengan metode *separated flow model*.

Pada kasus dua fasa *internal tube* sangat kompleks untuk dimodelkan secara teoritikal karena adanya perubahan rezim aliran sepanjang *tube*. Adapun asumsi *pseudo fluid*, uap dan likuid menyatu sempurna, diterapkan untuk pendekatan penyelesaian kasus tersebut. Sebagai konsekuensi, aliran didalam *tube* mengalir secara *single phase*. Akan tetapi, 70% jenis rezim aliran sepanjang *tube* adalah *annular flow* dimana terbentuk *film condensation*. Akibat dari *film condensation* maka kasus kondensasi tersebut dipengaruhi oleh *interfacial shear stress*. Kondensasi *internal tube* didominasi oleh 2 variabel menurut tingkat perbandingan antara *reynolds number force* dengan *viscous force* yaitu *gravity force* dan *interfacial shear force*. Kasus kondensasi diatas merupakan tergolong kasus *interfacial shear force* akibat dari dominasi turbulensi aliran (Bhramana dkk, 2010a).

Pemodelan satu dimensi dimana uap dan likuid menempel pada dinding dalam *tube* akan diselesaikan dengan persamaan *momentum* dan energi menggunakan metode *homogenous model* dan *separated flow model*.

### Metode Penelitian

Persamaan dasar yang digunakan dalam *solver* adalah momentum dan energi. Asumsi dasar fenomena rezim aliran kondensasi diatas terjadi secara *steady state*, inkompresibel, dan input kecepatan konstan tiap *streamline* serta searah dengan sumbu Z. Persamaan 1 adalah uraian momentum yang telah disederhanakan :

$$\rho \left( \frac{\delta w}{\delta t} + u \frac{\delta w}{\delta x} + v \frac{\delta w}{\delta y} + w \frac{\delta w}{\delta z} \right) = \rho g_z - \frac{\delta p}{\delta z} + \mu \left( \frac{\delta^2 w}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 w}{\delta z^2} \right) \quad (1)$$



Asumsi dasar pada persamaan transport energi adalah *adiabatik*. Hal-hal yang melingkupi *adiabatik* tersebut adalah tidak ada radiasi, *heat flux*, *heat rate* antara sistem (*surrounding*) dengan lingkungan. Uraian persamaan 2 adalah transport energi.

$$\frac{\delta \rho E}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_j} (\rho E u_j) = - \frac{\delta}{\delta x_j} \{u_i (P \delta_{ij} - \tau_{ij}) + q_{ij}\} + (wT) + (Q_T) \quad (2)$$

Metode yang diterapkan pada fenomena tersebut adalah *separated flow model* dengan tujuan penyederhanaan kompleksitas kasus dua fasa. Metode tersebut didasarkan atas asumsi kecepatan pada tiap-tiap fasa adalah sama dengan kecepatan rata-rata. Dengan kata lain, pemodelan tersebut diselesaikan tidak berdasarkan atas aliran partikel.

Kasus kondensasi internal tube, pressure loss diselesaikan dengan persamaan momentum dan energi (Bhramana dkk, 2010a). berdasarkan atas *separated flow model* dimana kecepatan *cross section* aliran pada setiap streamline secara aktual adalah sama dengan kecepatan rata-rata aliran. Berikut persamaan *pressure loss* didalam *tube* yang diinterpretasikan oleh azaz momentum:

$$\left[ \frac{dp}{dz} \right] = - \left[ \frac{dz}{dp} \right]_f - \left[ \frac{dp}{dz} \right]_a - \left[ \frac{dp}{dz} \right]_z \quad (3)$$

*Pressure loss* akibat gravitasi terjadi pada konfigurasi *vertical tube* yang sangat panjang. *Pressure loss* akibat momentum terjadi akibat peningkatan tekanan *outlet* daripada *inlet*. Kasus kondensasi tersebut terdiri atas konfigurasi horizontal tube dengan rezim aliran turbulen sehingga *pressure loss* akibat gravitasi diabaikan. Selain itu, kecepatan *outlet* lebih kecil daripada *inlet* sehingga energi kinetik *outlet* lebih besar daripada energi kinetik *inlet*. Oleh karena itu, *pressure loss* akibat momentum diabaikan dan hanya *pressure loss* akibat *friction* yang dimodelkan dalam CFD.

Persamaan *homogenous model* sebagai akibat dari asumsi *pseudo fluid* yang mengakibatkan kecepatan setiap fasa konstan. Untuk itu, properties input viskositas pada CFD merupakan hasil rata-rata berdasarkan nilai fraksi uap yang telah ditetapkan untuk dianalisis. Penentuan nilai berdasarkan atas penetapan rezim aliran *annular flow* dengan menggunakan *Thome et. al flow regime map*. Berikut nilai viskositas yang ditetapkan menggunakan metode *Cicchitti* persamaan 4

$$\mu_{(average)} = x\mu_g + (1 - x)\mu_l \quad (4)$$

Adapun hasil akhir pada CFD adalah berupa suatu nilai. Diperlukan adanya transformasi hasil dari satu fasa menuju dua fasa yang memiliki fungsi terhadap fraksi uap. Maka nilai pengali *Muller Steinhagen and Heck* diterapkan. Persamaan pengali dapat dilihat pada persamaan 5 dan 6:

$$Y = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \frac{\mu_v \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5}}{\mu_l} \quad (5)$$

$$\Phi_{(x)} = Y^2 \cdot x^3 + [1 + 2x(Y^2 - 1)](1 - x)^{(1/3)} \quad (6)$$

## Hasil dan Pembahasan

Adapun kondisi batas yang ditetapkan pada CFD dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Kondisi Batas CFD

| No. | Variabel                                | Nilai Tunak |
|-----|---|-------------|
| 1.  | Mass flow inlet, (kg/m <sup>2</sup> -s) | 176         |
| 2.  | Supersonic Initial Gauge Pressure, (Pa) | 0           |
| 3.  | Operating conditions, (Pa)              | 1016600     |

Gambar 1 merepresentasikan aliran saat mass flux  $G=176 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ,  $x=0,5$ . Aliran tersebut mengalir secara satu fasa ( $x=0$ ) *pseudo fluid*. Adapun input propertis viskositas kinematik aliran tersebut menggunakan metode *homogenous model* untuk memodelkan kondisi *pseudo fluid* pada CFD. Untuk mendapatkan propertis viskositas kinematik sebagai input propertis saat  $x=0,5$ , terlebih dahulu harus mendapatkan nilai densitas dan viskositas dinamik saat masing-masing  $x=0,5$ . Adapun metode yang diterapkan untuk mendapatkan nilai viskositas adalah *Cicchitti*. Esensi dari nilai viskositas *Cicchitti* adalah nilai rata-rata (satu fasa/*pseudo fluid*) saat  $x=0,5$  dan  $T=40^\circ\text{C}$ . Nilai densitas menggunakan metode rata-rata pengali propertis secara termodinamik saat  $T=40^\circ\text{C}$ .

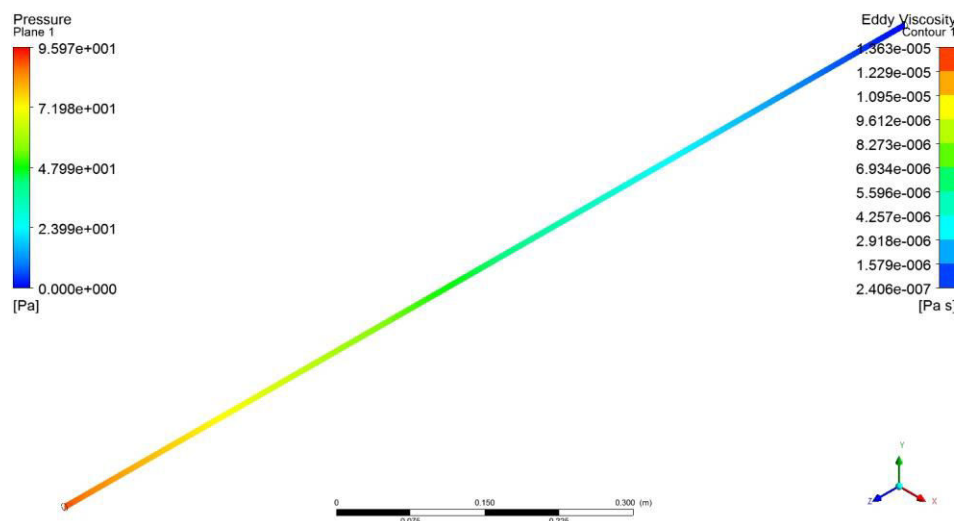
**Tabel 2.**Propertis Refrijeran 134-a Saat  $T=40^{\circ}\text{C}$

| No | Variabel   | Nilai Tunak |
|----|--|-------------|
| 1  | Temperature, $T$ ( $\text{m}^2/\text{detik}$ )                         | 40          |
| 2  | Pressure, $p$ (bar)  | 10,166      |
| 3  | liquid density, $\rho_l$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )                    | 1146,7      |
| 4  | vapor density, $\rho_v$ ( $\text{kg}/\text{cm}^3$ )                    | 50,085      |
| 5  | Liquid cv, cv ( $\text{kJ}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ )                   | 0,93363     |
| 6  | Vapour cv, cv ( $\text{kJ}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ )                   | 0,88575     |
| 7  | Liquid cp, cp ( $\text{kJ}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ )                   | 1,4984      |
| 8  | Vapor cp, cp ( $\text{kJ}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ )                    | 1,1445      |
| 9  | Liquid Thermal Conductivity, $k$ ( $\text{mW}/\text{m}\cdot\text{K}$ ) | 74,716      |
| 10 | Vapor Thermal Conductivity, $k$ ( $\text{mW}/\text{m}\cdot\text{K}$ )  | 15,446      |
| 11 | Liquid Dynamic Viscosity, $\mu$ ( $\mu\text{Pa}/\text{s}$ )            | 161,45      |
| 12 | Vapor Dynamic Viscosity, $\mu$ ( $\mu\text{Pa}/\text{s}$ )             | 12,373      |
| 13 | Liquid Kinematic Viscosity, $\nu_l$ ( $\text{m}^2/\text{s}$ )          | 0,0014079   |
| 14 | Vapor Kinematic Viscosity, $\nu_v$ ( $\text{m}^2/\text{s}$ )           | 0,0024704   |
| 15 | liquid Prandtl Number, pr  | 3,2378      |
| 16 | liquid Prandtl Number, pr  | 0,91679     |

**Tabel 3.** Metode Pemodelan CFD

| No. | Pemodelan               | Metode   |
|-----|-------------------------|--|
| 1.  | General                 | Steady State   |
| 2.  | Models                  | $k$ -omega-SST-Low Re  |
| 4.  | Solution Methods        | 2 <sup>nd</sup> kinetic energy, momentum, turbulent dissipation rate, 1 <sup>st</sup> energy |
| 5.  | Solution Initialization | Standard   |

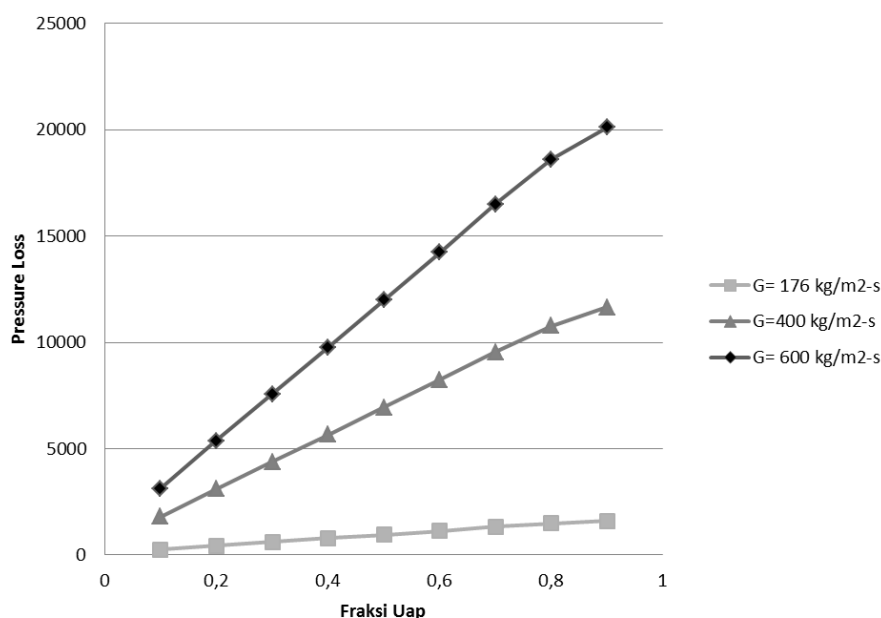
Untuk pengukuran *pressure loss* dua fasa harus diketahui terlebih dahulu nilai *pressure gradient* satu fasa. Adapun metode untuk mengetahui nilai *pressure gradient* satu fasa adalah dengan cara menerapkan *centerline plane* yang membelah *tube* menjadi 2 bagian isometrik. Gambar 1 adalah kontur tekanan *centerline plane* yang membelah searah sumbu Z



**Gambar 1.** Kontur Tekanan *Centerline PlaneTube*

Hasil Gambar 1 merepresentasikan adanya pengaruh gesekan antara fluida kerja dengan dinding tube sehingga nilai tekanan total mengalami penurunan sebagai akibat dari penurunan kecepatan rata-rata input yang berdampak pada penurunan nilai energi kinetik dan output. Nilai yang dapat diambil untuk diubah menjadi fenomena dua fasa adalah nilai rata-rata *centerline plane* yang didapatkan pada *results calculator* dengan fungsi *massflowaveabs*. Pada *general options CFD* kasus tersebut menekankan pada *pressure based*. Adapun alasan pilihan tersebut adalah menitikberatkan pada variabel momentum dan kontinuitas (*control volume*).

Kasus kondensasi diatas menggunakan referensi rezim aliran dua fasa *annular flow*. Adapun parameter yang digunakan sebagai input dalam *CFD* adalah *Thome Map et. Al* (Bhramana dkk, 2010b) dengan variabel parameter *mass flux* fungsi fraksi uap. Dengan nilai fraksi uap konstan untuk mendapatkan rezim aliran *annular flow* maka *mass flux* terkecil dimulai dengan nilai sebesar  $176 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ . Fenomena aliran diatas dimodelkan secara *pseudo fluid*, antara likuid dan uap menyatu secara sempurna. Selain itu, tidak ada fenomena yang dimodelkan pada *CFD* tidak membahas interface antara likuid dan uap yang membentuk *film condensation*. Untuk memodelkan variabel tersebut didalam *CFD* dapat dilakukan dengan cara non-aktifkan model *multiphase*. Adapun permodelan viskous yang diterapkan pada *CFD* adalah *k-omega-SST-low Reynolds number correction*. Pada dasar teori, *k-omega* menekankan pada variabel energi kinetik dan *specific turbulence dissipation rate* (Anonim, 2009). Adapun konsekuensi dari metode tersebut adalah layak digunakan untuk kasus yang menekankan pada dampak gesekan antara fluida kerja dengan dinding [4]. Dari gambar 1 diatas merepresentasikan adanya penurunan nilai tekanan total sebagai dampak penurunan kecepatan akibat gesekan antara fluida kerja dengan dinding *tube*. Penurunan tekanan total dalam kontur tersebut secara makroskopis terjadi secara linear. Hal ini dipengaruhi oleh nilai viskositas kinematik *Cicchitti* yang merepresentasikan linearisasi propertis pada fraksi uap dan temperatur yang telah ditetapkan (Bhramana dkk, 2010a). Selain itu, gesekan antara fluida kerja dengan dinding *tube* mengakibatkan penurunan nilai turbulen viskositas aliran (Anonim, 2009). Hal ini, permodelan tersebut tidak cukup diterapkan. Maka, perlu adanya metode permodelan tambahan yaitu *low Reynolds number correction*. Penurunan *reynolds number* tersebut didalam pemodelan matematis dinotasikan berupa faktor pengali perbandingan *Reynolds number* turbulen dengan *Reynolds number* energi kinetik (Anonim, 2009). Metode *solver* yang digunakan dalam kasus tersebut adalah *second order upwind*. Metode *solver* tersebut dipilih karena tingkat akurasi yang lebih tinggi daripada *first order upwind*. Adapun alasan tingkat akurasi *solver* tersebut lebih tinggi adalah suatu *cell* dalam geometri yang di mesh dihitung berdasarkan atas pendekatan multidimensional linearisasi melalui ekspansi deret *Taylor* (Anonim, 2009).



**Gambar 2.** Grafik *Pressure Loss* Dua Fasa (a)  $G = 176 \text{ kg/m}^2\text{-s}$  (b)  $G = 400 \text{ kg/m}^2\text{-s}$  (c)  $G = 600 \text{ kg/m}^2\text{-s}$

Kasus kondensasi terjadi diatas dimodelkan saat  $0,1 \leq x \leq 0,9$ . Adapun alasan dari pengambilan kisaran nilai tersebut adalah nilai  $X_{tt}$  pada parameter *Lockhart-Martinelli* memiliki nilai tak terhingga sehingga nilai tersebut tidak akurat (Robert 2007). Pada Grafik 2 merepresentasikan hubungan *pressure loss* terhadap fraksi uap dengan perbedaan nilai fraksi uap sepanjang *tube*.

Pada saat *mass flux* ( $G=176 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ) tipe grafik linear hampir sama dengan grafik lain. Nilai *pressure loss* tersebut memiliki nilai terkecil diantara level nilai grafik lain. Adapun alasan dari hal itu adalah pada temperatur yang sama dengan *mass flux* yang berbeda akan berdampak pada perbedaan nilai momentum aliran. Semakin besar nilai *mass flux* maka semakin besar pula nilai momentum aliran yang berdampak pada intensitas gesekan pada dinding *tube* semakin besar. Selain itu, dalam suatu *mass flux* yang sama, semakin besar nilai fraksi uap maka semakin besar nilai *pressure loss* yang terjadi. Hal ini didasarkan pada dominasi pengali ( $x$ ) sehingga menyebabkan peningkatan nilai *pressure loss*. Pada kisaran  $0,1 \leq x \leq 0,8$  kenaikan nilai *pressure loss* terhadap fraksi uap bersifat linear. Akan tetapi, pada saat  $0,8 \leq x \leq 0,9$  kenaikan nilai *pressure loss* terhadap fraksi uap cenderung parabolik. Alasan dari fenomena tersebut adalah didalam rumusan *pressure loss* akibat gesekan fluida kerja dengan dinding, parameter *mass flux* ( $G$ ) memiliki pangkat kuadrat sehingga menyebabkan hasil dari *pressure loss* pada *mass*

*flux* yang sama cenderung parabolik. Selain itu, didalam salah satu unsur pengali terdapat variabel *Chisholm parameter* yang memiliki orde 2. Pada saat kisaran nilai  $0,8 \leq x \leq 0,9$ , nilai pengali *Chisholm parameter* tersebut mendominasi sehingga hasil *pressure loss* pada *mass flux* yang sama cenderung parabolik.

Pada saat *mass flux* ( $G=400 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ) terjadi kenaikan level nilai *pressure loss* daripada *mass flux* ( $G=176 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ). Hal ini disebabkan oleh peningkatan level nilai momentum sehingga intensitas gesekan pada dinding *tube* semakin besar. Kenaikan nilai *pressure loss* pada *mass flux* yang sama berbanding lurus dengan kenaikan nilai fraksi uap. Hal ini disebabkan oleh kenaikan faktor pengali *Chisholm parameter*. Pada saat fraksi uap bernilai  $0,8 \leq x \leq 0,9$  sifat kenaikan bersifat parabolic. Hal ini disebabkan oleh dominasi nilai fraksi uap ( $x$ ) terhadap nilai *Chisholm parameter* ( $Y$ ) yang memiliki orde kuadrat sehingga hasil *pressure loss* bersifat parabolik sesuai dengan karakteristik pangkat kuadrat.

Pada saat *mass flux* ( $G=600 \text{ kg/m}^2\text{-s}$ ) merupakan nilai *mass flux* terbesar sehingga level nilai momentum memiliki nilai terbesar diantara yang lain. Sebagai akibat, level nilai *pressure loss* pada saat kisaran *mass flux* tersebut memiliki nilai terbesar diantara grafik yang lain. Saat nilai  $0,1 \leq x \leq 0,8$  kenaikan terjadi secara linear. Hal ini disebabkan oleh, dominasi variabel  $x$  berorde 1 sebagai salah satu unsur pengali. Akan tetapi, saat nilai  $0,8 \leq x \leq 0,9$  nilai *pressure loss* cenderung parabolik. Hal ini disebabkan oleh, dominasi unsur orde 2 *Chisholm parameter* sehingga nilai *pressure loss* pada *mass flux* yang sama bersifat parabolik.

### Kesimpulan

- ✓ Semakin besar *mass flux* maka semakin besar *pressure loss* dua fasa
- ✓ Dalam *mass flux* yang sama nilai *pressure loss* berbanding lurus dengan kenaikan nilai fraksi uap
- ✓ Kecenderungan parabolik nilai *pressure loss* saat  $0,8 \leq x \leq 0,9$  sebagai akibat dari dominasi nilai orde 2 *Chisholm parameter* sebagai salah satu unsur pengali dua fasa
- ✓ Kenaikan *pressure loss* secara linear saat  $0,1 \leq x \leq 0,8$  sebagai akibat dari dominasi nilai  $x$  berorde 1 sebagai salah satu unsur pengali
- ✓ Didalam unsur pengali fenomena aliran terjadi secara inkompresibel sehingga perubahan faktor pengali disebabkan semata oleh perubahan nilai fraksi uap sepanjang *tube*
- ✓ Metode *homogenous model* merupakan pendekatan dua fasa melalui perhitungan rata-rata properti berdasarkan fungsi fraksi uap sebagai input *CFD*
- ✓ Metode *separated model* merupakan pendekatan dua fasa dengan metode pengali properti berdasarkan fungsi fraksi uap sebagai input pengali dua fasa
- ✓ Asumsi rezim aliran *annular flow* digunakan sebagai interpretasi *interfacial wall shear stress* sebagai akibat dari perbandingan gaya momentum (inersia) aliran lebih besar daripada viskous

### Daftar Notasi

- $P$  = tekanan [Pa]  
 $T$  = temperatur [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $k$  = energi kinetik  
 $Y$  = *Chisholm parameter*  
 $\Phi_{(x)}$  = faktor pengali  
 $x$  = fraksi uap  
 $\mu_{(average)}$  = viskositas kinematik rata-rata fungsi fraksi uap

### Daftar Pustaka

- Anonim. Ansys Fluent Theory Guide. 2009.  
P. Bhramara, VD, Rao, KV. Sharma, and TKK Reddy. CFD Analysis of Two Phase Flow in a Horizontal Pipe – Prediction of Pressure Drop. 2010  
P. Bhramara, VD Rao, KV Sharma, and TKK. Reddy. A survey of correlations for pressure drop and heat transfer developed based on these two phase models, experimental and CFD studies reported in the literature are presented in Chapter – III. 2010.  
Robert W Serth. Process Heat Transfer Principles and Applications. 2007.



## **Lembar Tanya Jawab**

**Moderator : Y Deddy Hermawan (UPN "Veteran" Yogyakarta)**

**Notulen : Andri Perdana (UPN "Veteran" Yogyakarta)**

- Penanya : Deddy Hermawan (Teknik Kimia UPN "Veteran" Yogyakarta)
- Pertanyaan : 1.  $T = 40^{\circ}\text{C}$  isothermal. Pengkodisian pengambilan asumsi?  
2. Info penting dari penelitian?
- Jawaban : 1. State solver  $40^{\circ}\text{C}$  actual ada perubahan akibat turbulent density karena Freon 134 sulit isothermal. Asumsi diambil arah Z, karena arah lain tidak terlalu besar.  
2. Analisa ini digunakan pada system rankin organik permata di Indonesia